

## OPERATION CONTROL DEVICE FOR GAS TURBINE SYSTEM

**Patent number:** JP5026057 (A)

**Also published as:**

**Publication date:** 1993-02-02

JP2954754 (B2)

**Inventor(s):** SATO SATORU; KANEKO RYOICHI; SHIMOMURA JUNSHI;  
KAWAIKE KAZUHIKO

**Applicant(s):** HITACHI LTD

**Classification:**

**- international:** F02C3/28; F02C7/042; F02C7/057; F02C9/18; F02C9/22;  
F02C3/26; F02C7/04; F02C9/00; (IPC1-7): F02C3/28;  
F02C7/057; F02C9/18; F02C9/22

**- european:**

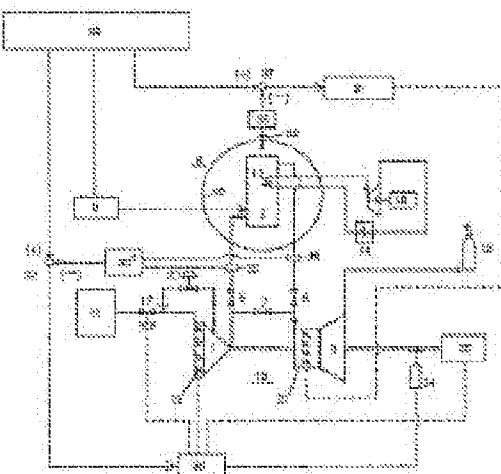
**Application number:** JP19910204610 19910722

**Priority number(s):** JP19910204610 19910722

### Abstract of JP 5026057 (A)

**PURPOSE:** To efficiently operate a PFBC plant by blasting air with proper air quantity and air pressure continuously from the starting of a boiler to the rated operating state. **CONSTITUTION:** A throttle valve 17 is provided on the compressor part air intake

system of a gas turbine 18 having a compressor inlet guide vane 19, a compressor bleeding valve 20 is provided on the middle stage of the compressor part, and the rotating speed is changed by a motor generator 26 connected to the gas turbine 18. The air quantity command from a plant overall control unit 30 and the output signals of flow rate measuring devices 33, 38 (orifices, etc.) are mutually compared in a comparator 32, and the opening of the throttle valve 17, the opening of a compressor IGV 19, and the rotating speed of the motor generator detected by a detector 34 are controlled, respectively, whereby the air blasting to a PFBC boiler is regulated. Thus, proper air quantity and air pressure are provided.



(11)特許出願公開番号

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 圧縮機部に可変インレットガイドベーン機構を有する一軸型ガスタービンを用いたガスタービンシステムにおいて、上記圧縮機部の吸気系に設置した絞り弁と、上記圧縮機部の中間段及び吐出部の少なくとも一方に設置した抽気弁とを設け、これら絞り弁と抽気弁の上記可変インレットガイドベーン機構との連携制御により、上記圧縮機部の送風空気量と送風圧力の双方を制御するように構成したことを特徴とするガスタービンシステムの運転制御装置。

【請求項2】 請求項1の発明において、上記圧縮機部の回転速度を制御する回転速度制御手段を設け、上記絞り弁と抽気弁及び上記可変インレットガイドベーン機構の連携制御に上記ガスタービンの回転速度制御を併用して上記送風空気量と送風圧力を制御するように構成したことを特徴とするガスタービンシステムの運転制御装置。

【請求項3】 請求項2の発明において、上記回転速度制御手段が、上記ガスタービンに直接または変速手段を介して連結したモータ発電機のトルクを制御する手段で構成されていることを特徴とするガスタービンシステムの運転制御装置。

【請求項4】 請求項3の発明において、上記モータ発電機のトルクの制御範囲が正トルク領域から負トルク領域にまたがっていることを特徴とするガスタービンシステムの運転制御装置。

【請求項5】 請求項1の発明において、上記ガスタービンの燃焼部が外部系で構成され、且つ、この外部系に対する送気通路と、この外部系からの燃焼ガス通路に夫々遮断弁が設けられ、そして、この外部系を通らずに直接、ガスタービンの圧縮機部の出口とタービン部の入口とを連通するバイパス弁が設けられていることを特徴とするガスタービンシステムの運転制御装置。

【請求項6】 請求項5の発明において、上記外部系が加圧流動床燃焼ボイラの燃焼部であることを特徴とするガスタービンの運転制御装置。

【請求項7】 請求項5の発明において、上記遮断弁が緊急時での急閉遮断機能を備え、且つ、上記バイパス弁が急開機能を備えていることを特徴とするガスタービンシステムの運転制御装置。

【請求項8】 請求項1の発明において、上記ガスタービンのタービン部のガス流入系に絞り調整機構を設け、この絞り調整機構によりガスタービンの圧縮機部の送風圧力を制御するように構成したことを特徴とするガスタービンシステムの運転制御装置。

【請求項9】 請求項8の発明において、上記絞り調整機構が、可変角度型タービン部の初段静翼可変機構、及びタービン部とは別個に設置された絞り弁機構、それにタービン部に流入するガスを大気へ放風する放風弁機構の何れかで構成されていることを特徴とするガスタービ

ンシステムの運転制御装置。

【請求項10】 請求項8の発明において、外部系に対する送気通路と、この外部系からの燃焼ガス通路に夫々遮断弁が設けられ、上記絞り調整機構により与えるべき機能が、これらの遮断弁の調整により与えられるように構成したことを特徴とするガスタービンシステムの運転制御装置。

【請求項11】 加圧流動床ボイラ発電プラントに使用する一軸型ガスタービンにおいて、該タービンの圧縮機部出口送風系及びタービン部入口のガス流入系に設置した遮断弁と、上記加圧流動床ボイラをバイパスする圧縮機部出口とタービン部入口とを連通する通路に設置したバイパス弁と、上記圧縮機部入口吸気系に設置した絞り弁と、上記圧縮機部に設置した可変インレットガイドベーン機構と、上記圧縮機部の中間段若しくは吐出部に設けられた少なくとも1個の圧縮機抽気弁と、上記タービン部のガス流入系に設置して絞り調整機構と、上記ガスタービンに連結された回転数制御機能を持つモータ発電機とを有することを特徴とするガスタービンシステムの運転制御装置。

【請求項12】 請求項11の発明において、上記加圧流動床ボイラ発電プラントがプラント統括制御装置を備え、該プラント統括制御装置は、少なくとも石炭供給制御装置と流量調整制御装置、それに圧力調整制御装置とで構成されていることを特徴とするガスタービンシステムの運転制御装置。

【請求項13】 請求項12の発明において、上記流量調整制御装置は、空気流量検出器からの流量信号と上記プラント統括制御装置からの目標信号との偏差により、ガスタービンの圧縮機部入口吸気系に設置された絞り弁の開度、インレットガイドベーンの開度及び上記圧縮機部の中間段若しくは吐出部に設けられた圧縮機抽気弁の開度の何れかの制御と、ガスタービンの回転数の制御により流量を調整するように構成されていることを特徴とするガスタービンシステムの運転制御装置。

【請求項14】 請求項12の発明において、上記圧力制御装置は、加圧流動床ボイラの圧力を測る検出器からの圧力信号と、上記プラント統括制御装置からの目標信号との偏差によりタービン入口のガス流入系に設置された絞り弁調整機構を制御するように構成されていることを特徴とするガスタービンシステムの運転制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、一軸型ガスタービンを用いた発電用ガスタービンシステムに係り、特に加圧流動床ボイラ発電プラントに組合せて使用するのに好適なガスタービンシステムの運転制御装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 一般に、発電用のガスタービンは、図2に示すように、圧縮機1と燃焼器2及び膨張タービン

3、それに発電機4により構成されている。なお、図2の(a)は圧縮機1と膨張タービン3が一軸の場合で、同図(b)は二軸の例を示したものであり、これらのガスタービンでは、圧縮機1からの燃焼用空気で、燃焼器2内に供給した燃料を燃焼させ、その高温燃焼ガスから膨張タービン3でエネルギーを回収し、圧縮機1の動力を賄うと共に発電機4により発電する。

【0003】ところで、近年、この発電用ガスタービンをP F B C (加圧流動床)ボイラ発電プラントに組合せて使用する複合発電プラントが注目されているが、このプラントでは、図3に示すように、図2のガスタービンにおける燃焼器2が、P F B C発電プラントのボイラと置換わった構成になる。すなわち、この図3において、8がP F B Cボイラであるが、これが図2のガスタービンにおける燃焼器2に担当することになり、従って、これは、燃焼器を外部系として設置した形のガスタービンといえる。なお、18はガスタービンを表わす。

【0004】図3において、圧縮機1で加圧された空気はP F B Cボイラ8の圧力容器10内に供給され、燃料供給装置9から供給された燃料を火炉2で流動燃焼させ、この流動床に配置されたボイラチューブからなる蒸気発生器13で水と熱交換されて蒸気を発生させ、この\*

\*蒸気を蒸気タービン14に供給して発電機15を駆動させ、電力を得る。そして蒸気タービン14で仕事をした蒸気は復水器16に送られて復水され、再びP F B Cボイラ8に循環する。一方、P F B Cボイラ8の燃焼ガスはガスタービン18の膨張タービン3にもどされ、ここでエネルギーを回収し、圧縮機1の動力を賄うと共に発電機4を回し、ここからも電力を得る。

【0005】ところで、このような複合発電プラントにおけるガスタービン18は、このプラントの負荷に対応して、P F B Cボイラ8が要求する、所定の条件を持った空気を送気する役割を有し、従って、その条件に合致するように、このプラントの負荷に応じて制御される必要がある。通常、このようなP G B Cボイラ8の運用は、例えば、概略、次の表1及び図4に示すような運転パターンに従って行なわれており、従って、ガスタービン18は、この運転パターンに対応して、P F B Cボイラ18に対し、連続的に適切な圧縮空気の送気が行なわれ、且つ、燃焼ガスの適切な回収が行なわれるように制御されなければならない。

【0006】

【表1】

	期間1	期間2	期間3	期間4
内容	送風空気によるボイラのバージ	熱風炉によるボイラの暖機	ボイラに石炭投入 蒸気通気による 蒸気タービンの暖機	ボイラ負荷運転 蒸気タービン昇速 蒸気タービン併入後 負荷運転

【0007】一方、通常のガスタービンの場合、前述のようにボイラ等の要求に応じて圧縮機の流量を制御し変化させる必要はない。つまり、起動時には自らが動力的にバランスし、且つ定格回転数に昇速してゆくに足りる動力が得られるように、燃焼器へ供給すべき燃料の流量を調整するだけであり、従って、従来のガスタービンの運転制御装置では、このような複合複合発電プラントに適用した場合、ボイラの要求、つまり風量調整に応じようとすると、ガスタービンは動力の自立という条件を自ら作れなくなり、ついには要求される空気流量の調整も回転数の変動により不可能になってしまう。

【0008】また、従来の発電用ガスタービンでは、定格回転数のもとで電力系統に併入後は、通常、目標とする出力に応じて燃料流量を増減させ、燃空比を制御することで燃焼温度を変化させ、ガスタービンの出力を調整する。しかして、この際には圧縮機の風量は一定であり、従って、ボイラの要求に応じて空気流量を調整することはできない。

【0009】さらに、従来のコンバインドサイクル等を使用されているI G V (インレットガイドベーン) 可変方式のガスタービンでも、その空気流量の調整は、定格の

70%程度までであり、前述したボイラの起動から定格にかけて必要とする送風量を連続的に調整するという機能は持っていない。

【0010】他方、P F B Cボイラは、送風される燃焼用空気の流量のみならず、燃焼部圧力の調整も必要となる。すなわち、ボイラの起動過程においては、ボイラの燃焼部である流動床が安定に流動化するよう、流動床におけるガスの流速を制御する必要があり、従って、必要とするガス流速を得る為に要求されている流量の調整他に、ボイラ圧力容器内の圧力をも調整する必要がある。

【0011】また、ボイラの負荷運転中には、高い燃焼効率を得る為に、石炭等の燃料がボイラの燃焼部に対流する時間がある一定以上に保つことが必要となる。つまり、この期間中にも、図5に示すように、ガスの流速が適切な範囲に保たれるよう、流量のみならず圧力の調整が必要となる。しかるに、通常のガスタービンでは、流量の調整機構が無いのは勿論、圧力の調整機構も持っていないのである。

【0012】なお、この種の装置として関連する技術としては、特開昭63-272923号、特開昭64-63623号、特開昭63-183343号、特開平1-

285608号、それに特開平2-259298号の各公報の開示を挙げることができる。

#### 【0013】

【発明が解決しようとする課題】上記従来技術では、従来のガスタービンが流量の調整機構や圧力の調整機構がない点について配慮がされておらず、PFBC発電プラントとの複合化が困難であるという問題があった。本発明は、通常発電用に使用されている一軸型ガスタービンを、PFBC発電プラントのボイラ燃焼用空気源として、ボイラの運転条件に合わせ、ボイラ起動時から定格運転状態まで連続的に適切な風量と風圧のもとでの送風が可能で、常に効率的なシステムの運転が得られるようにしたガスタービンシステムの運転制御装置を提供することを目的としている。

#### 【0014】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成する為に、本発明では、PFBCボイラ発電プラントに使用する可変IGVを備えた一軸型ガスタービンの圧縮機部入口吸気系に絞り弁を、圧縮機部の中間段若しくは吐出部に少なくとも1個の圧縮機抽気弁を夫々設けたものであり、また、ガスタービンに連結したモータ発電機により回転数を変化させ、各項目を組み合わせ動作させPFBCボイラに送風する空気量が可変できるようにしたものであり、さらには、別個に設置した制御装置により、目標に追従させる制御動作が与えられるようにしたものである。

【0015】さらに、本発明では、ガスタービンのガス流入系に絞り調整機構を設置し、PFBCボイラの圧力が可変できるようにしたものであり、加えて、別個に設けた制御装置により、目標に追従させる制御動作が与えられるようにしたものである。

#### 【0016】

【作用】上記手段は、ガスタービンの圧縮機部での空気流量と空気圧力の調整が可能になるように働く。従って、PFBCボイラが要求する諸条件を容易に満すことができ、起動過程から定格運転状態までのPFBCプラントを、常に的確な状態で運転することが可能になる。

#### 【0017】

【実施例】以下、本発明によるガスタービンシステムの運転制御装置について、図示の実施例により詳細に説明する。図1は本発明の1実施例で、この実施例におけるPFBCプラントの主たる構成要素は、ガスタービン18とPFBC(加圧流動床)ボイラ8と、蒸気タービン14である。まず、この実施例では、ガスタービン18の圧縮機1からPFBCボイラ8の燃焼器2に到る通気系に第1の遮断弁5が、また、この燃焼器2からガスタービン18のタービン3に到る通気系には第2の遮断弁6が夫々設けられていると共に、ガスタービン18の圧縮機1の吐出部とタービン3の入力部とを直接結合させるバイパス弁7が設けられている。さらに、ガスタービ

ン18の圧縮機1の吸気系には絞り弁17が設けられ、且つ、この圧縮機1には可変機構を備えたIGV(インレットガイドベーン)19が設けられており、タービン3のタービン初段ノズル21には可変機構が備えられている。

【0018】次に、この図1の実施例の動作について説明する。インレットサイレンサのダクト系11から吸い込まれた空気は絞り弁17及び圧縮機1及び遮断弁5を経て压力容器10に導入される。そして、PFBCボイラ8の燃焼部2で燃焼ガスとなり、蒸気発生器13にて蒸気を発生させた後、遮断弁6を経てタービン3に流入して動力を発生した後、煙突12から大気中に放出される。一方、蒸気発生器13で発生した蒸気は蒸気タービン14に供給され、これにより発電機15が駆動され、電力が発生される。そして、蒸気タービン14から排出された蒸気は復水器16に流入し、復水となって再び蒸気発生器13に戻される。

【0019】PFBCプラントの出力は、プラント統括制御装置30により基本的な制御指令として石炭給量流量指令、燃焼用流量指令、火炉圧力指令が出力され、これらの信号により調整される。燃料となる石炭は、プラント統括制御装置30から与えられる石炭給量流量指令に基づいて石炭供給装置9によって供給されるが、燃焼用空気流量は、燃焼用空気流量制御装置36により調整される。このため、燃焼用空気流量制御装置36は、プラント統括制御装置30からの空気流量指令と、オリフィス等の流量測定装置33、38により測定された信号に基づいて変換装置30'から与えられる出力信号とを比較器32で比較し、この比較結果として与えられる偏差信号に基づき、絞り弁17の開度、圧縮機IGV19の開度、検出器34により検出されたモータ発電機4の回転数を夫々制御し、これによりPFBCボイラ8に送風すべき燃焼用空気量を調整するのである。

【0020】燃焼器2内の火炉圧力は、圧力調整装置31が制御する。このため、この圧力調整装置31は、プラント統括制御装置30から与えられる火炉圧力指令と、検出器39により測定されたPFBCボイラ8の圧力を表わす信号に基づいて変換装置35から出力される信号とを比較器37で比較し、この比較結果として与えられる偏差信号に基づいてタービン初段ノズル21の開度を制御するのであり、これにより燃焼器2内の火炉圧力が調整される。

【0021】また、この実施例では、圧縮機1の中間段及び吐出部の少なくとも一方から抽気を行なう抽気弁20が設けてあり、この抽気弁20は、圧縮機1が部分回転数運転時で抽気圧力が低い場合に、絞り弁17と圧縮機1間に抽気を行なう働きをする。なお、この図1では図示していないが、この抽気弁20も燃焼用空気流量制御装置36により制御されるようになっている。

【0022】ここで、この実施例におけるガスタービン

18によるPFBCボイラ8への送風制御について説明する。

【0023】ガスタービン18の圧縮機1の流量特性は、そのパラメータ表示として、次の(1)式として示される。

【0024】

【数1】

$$\bar{G} = f(\bar{N}, IGV, \pi) \dots\dots\dots (1)$$

$$\text{ここで、}\bar{G} : \text{修正流量} = G_1 \frac{\sqrt{T_1}}{P_1}$$

$G_1$  : 圧縮機吸込重量流量

$T_1$  : 圧縮機吸込温度

$P_1$  : 圧縮機吸込圧力

$$\bar{N} : \text{修正回転数} = \frac{N}{\sqrt{T_1}}$$

$N$  : 圧縮機回転数

$$\pi : \text{圧力比} = \frac{P_2}{P_1}$$

$P_2$  : 圧縮機吐出圧力

【0025】図6に、圧縮機1の一般的な例としての特性線図を示す。図中、 $n1 \sim n5$ は回転数の違いを表わし、 $n1-a$ 、 $n1-b$ 、 $n1-c$ は、回転数は同一だがIGV開度が異なる場合を示す。また、ラインDは、圧縮機の固有の性質であるサージラインを示したもので、圧縮機はこのラインよりも圧力比が上昇した場合、サージングを起こして運転は不可能となる。そして、この図で特徴的なのは、P点又はQ点のように、圧力比が大幅に異なる場合においても、修正流量はほとんど一定であるということである。つまり運転する修正回転数とIGVを固定すれば、圧縮機の流量は入口圧力に比例した関係になることが判る(なお、この場合吸込温度は一定とする)。

【0026】なお、このパラメータに関する詳しい説明は、例えば、コロナ社発行、浜島操著 “ガスタービン” の37頁に示されている。

【0027】次に、図7に、圧縮機1のIGV19の開度の変化したときの修正流量の変化を示すが、ここで特徴的なのは、開度が100%に近づくにつれ修正流量の変化量が緩やかになることである。なお、IGVが全閉したとき、つまり流路が完全に閉そくされた場合には、流量はゼロになるが、ここで、IGVは流体的に流れの方向を変えることにより圧縮機の流量を変化させる機構であり、従ってIGVを適正な範囲を越えて大きく閉じたような場合には流体的な損失が増加し、圧縮機の効率

が著しく低下して好ましくない為、通常は70%程度の流量まで、このIGVの開度可変機構により調整するが、それ以下の領域では使用しない。

【0028】また、図8は、圧縮機の修正回転数が変化したときの修正流量の変化を示したもので、ここで特徴的なのは、回転数のほぼ2乗に比例した形で修正流量が変化することである。修正回転数が0のとき、つまり圧縮機が停止したとき修正流量は0であり、従って、この停止した状態から100%修正回転数に到るラインまで、修正流量は0から100%まで連続的に変化し、結局、空気量も0から100%まで変化することになるが、しかし圧縮機には、その機械固有の危険速度や部分回転数における旋回失速があり、従って、一般的には、運転可能な回転数範囲は必ずしも連続的ではない。

【0029】ところで、図1の実施例では、絞り弁17が設けてあり、これにより空気流量を調整するようになっている。しかしながら、このような絞り弁による流量調整方法では、圧縮機の修正流量一定のもとで絞り弁の圧損分圧縮機の前圧が低下した分、吸い込み重量流量が比例して変化する。そして、この実施例では、本来圧縮すべき空気を一旦減圧してから再度圧縮することになり、過度に絞ることによる流量調整は圧縮動力の増加につながり好ましくない。

【0030】これを図9により説明すると、この図は、圧縮機の段数と圧力比について示したものであるが、入口での圧力が絞りにより低下して抽気段での圧力が大気圧等の必要圧に満たない場合、つまり抽気段位置Bにおいては、入口でのラインaからラインbにまで圧力比は上昇しているが、ここでの絶対圧が大気圧等より低くなる。そこで、この場合には、抽気を圧縮機入口の減圧された部分に連通させてやる必要がある。

【0031】そこで、図1の実施例では、圧縮機抽気弁20が設けてあり、これにより圧縮機1の中間段若しくは吐出部から、圧縮機1に吸い込んだ空気を全て送風するのではなく、別の経路に分岐することによりPFBCボイラ8に送風される空気を調整するようになっている。しかし、この場合、すでに動力を使用して圧縮した空気を系外に捨てることになり、損失が大きくなる。

【0032】一方、この圧縮機抽気弁20を使用する方法に比較して、上記入口での絞り弁17を使用する方法では、減圧を伴う為、圧縮機1の圧力比は高くなり、圧縮機1のサージラインに、より近に使用方法である。しかしながら、一般に、このような圧縮機では、その使用に伴い、圧縮機の翼に塵埃などの付着がおこり、これによりサージラインの低下が起こる。そこで、この実施例では、このような場合での機械の安全確保の為、圧縮機損失の増加を伴うにしても、両方の方法を併用するようになっている。

【0033】次に、図10に示すように、PFBCボイラ8の流量目標値がGAからGBに減少方向に変化し、

これに応じてマッチング圧力比がA点からB点に変化した場合について考えてみる。まず、このとき、流量目標値が比較的ゆっくりとした変化の場合には、マッチング圧力比はラインEに示すように、正確に追従変化する。しかし、変化が急速に生じた場合には、ラインFに示すように、火炉の圧力は遅れを伴い、低下する。これは、ボイラの圧力容器は、相対的に大きな容積を持っている為、供給する空気量が急変しても容器内の圧力は急には変化せず、遅れて変化するのである。従って、IGVを閉止する、もしくは入口絞り弁を閉じる方向では、

ラインFに示すように、サージラインDに近づき、危険となる。  
【0034】そこで、IGVを閉塞する方向での制御や、圧縮機の回転数を低下させる方向での制御、或いは絞り弁を使用する方向での制御などを使用するのではなく、圧縮機抽気弁20を使用することにより送風量を減少させ、IGV、絞り弁開度を一定としたまま、つまり動作のパラメータを一定とし、サージラインDとの距離を保ったまま送風空気量を変化させるのが圧縮機の安全の為好適であることが判る。

【0035】ところで、以上に述べた全ての方法は、0\*

$$\bar{G}_t : \text{タービン修正流量} = \frac{G \sqrt{T}}{P \cdot A} \dots\dots\dots (2)$$

ここで、G：タービン入口ガス流量

T：タービン入口温度

P：タービン入口圧力

A：タービン入口初段ノズル21スロート面積

【0039】なお、このタービン修正流量に関する詳しい説明も、上記したコロナ社発行の文献に示されている。

【0040】次に、この(2)式は、温度T及びスロート面積Aが一定の場合、次の(3)式のようになり、圧力Pと流量Gとは単純に比例関係になる。

【0041】

【数3】

$$\frac{G}{P} = \bar{G}_t \cdot \frac{A}{\sqrt{T}} = \text{一定} \dots\dots\dots (3)$$

【0042】ここで、図11(b)に示す様に、タービン初段ノズル(静翼)21の角度を調整する場合、図示の(+)方向に動かしたときにはスロート面積Aは広がり、(-)方向に動かしたときには、その逆にスロート面積Aは狭まる。そこで、(3)式において、スロート面積Aを変化させた場合、スロート面積の大小に応じて同一流量となる圧力は、各々圧力低、圧力高となることは明白である。つまり図11(c)に示す様に、スロート面積Aを

\*%から100%の流量調整範囲を満たす性質を有しているが、前述の如く、単一の制御方法にては制御範囲が狭いという欠点があり、各々組み合わせて使用し、流量調整を行うことが有効であり、ぜひ必要となる。

【0036】次に、加圧流動床ボイラの圧力を決定づける機構について説明する。まず、図11(a)に示す様に、圧縮機1からPFBCボイラ8に送風された空気は、炉内で燃焼したガスになり、遮断弁6を通りタービン3に流入するが、この遮断弁6及びタービン3がPFBCボイラ8の圧力を決定づける絞りとなっている。そして、前述の様に、ボイラ8よりも上流の要素については、送風する空気量を定める要因ではあるが、圧力に関しては決定する要因とはなっていない。つまり、前記の遮断弁6及びタービン3からなる絞りを調整することで、始めてPFBCボイラ8の燃焼器内圧力を変化し得るのである。なお、図中、22はタービン初段固定翼である。

【0037】一般に、タービンの入口における流量特性は、次の(2)式で表わされる。

20 【0038】

【数2】

広げたときはPFBCボイラ8の圧力は低下し、逆では上昇する。

【0043】従って、図12において、ラインbを基準とすれば、ラインaはスロート面積Aを狭めた場合、ラインcは広げたときのマッチング圧力を示すことになり、この結果、絞り要素であるタービン初段ノズル21の角度、すなわち、スロート面積Aを可変とすることでボイラ圧力を調整することができる。

40

【0044】次に、図1の実施例におけるガスタービン18の制御状態を、図13により説明する。この図13は、回転数Nをパラメータとして、上の図は絞り弁17の変化に対する空気流量の変化を示し、下の図はガスタービン18の出力の変化を示したものであり、図の中で、N1、N2、N3、N4、N5は夫々異なったタービンの回転数を表わす。そして、ここで、N1が100%回転数で、N2からN5は、順に低い回転数を表わしており、この場合には、下の図において、a、b、c、d、eを結ぶラインAを通る。但し、ここで、a～b間

は、入口絞り弁17は全開状態で、IGV21を開閉して流量を調整している範囲であり、また、G1点は、最小流量である火炉のバージ流量を示す。

【0045】そして、このラインA上で動作するように、圧縮機1の風量を調整するのが最も効率がよく、ガスタービン18の出力が大きく得られ、ラインBの下側になるので、モータ発電機26がモータとして動作しているときの範囲は狭く、又、入力が少なく済む。そして、前述の様に、連続して回転数を変化させる制御には制限がある為、実際には、入口絞り弁を使用したラインを使うのである。ここで、領域CはIGV19の制御だけで流量を変変させた範囲、領域Dは回転数制御と絞り弁17の制御とを組合せて使用した方が好適な範囲を示す。そして、N1、つまり100%回転数を使用した場合には、上図において絞りが最大で開度が最も小さくなり、従って、モータ入力が大きくなる。

【0046】例えば、図において、a、b、g、h、iを結ぶラインを使用した場合、回転数はN1及びN2の2種を定常的に一定として使用する。このとき、絞りは点gより点i(エル)に到る部分になり、従って、絞りの度合いは少なく、その分、モータ入力は少なく済むことになる。

【0047】次に、本発明の他の実施例について説明する。まず、図14は、圧縮機1の吐出部にも抽気弁20を設け、これもPFBCボイラ8への送風空気量調整に使用した場合の一実施例である。また、図15は、PFBCボイラ8の圧力調整用の絞り調整機構として、ガス放風弁23と絞り弁24を設けた場合の一実施例である。

【0048】さらに、図16には、ガス流入系の遮断弁6を省略し、これの機能を絞り弁24にて共通化した一実施例を示したものである。

【0049】図17は、PFBCボイラ8の圧力調整用の絞り調整機構として、ガス放風弁23を採用した一実施例を示してある。図18には、PFBCボイラ8の圧力調整用の絞り調整機構として、絞り弁24を採用した一実施例を示してある。図19は、複数基、例えば2基のPFBCボイラ8に対して、各々1台のガスタービン18を組合せ、各々燃焼用空気を供給するようにし、各ボイラ8からの蒸気をヘッダ29によりまとめ、1台の蒸気タービン14により動力を発生させるように構成した本発明の一実施例を示したものである。

【0050】そして、図20は、1基のPFBCボイラ8に対して複数台、例えば2台のガスタービン18を組合せ、各ガスタービン18の圧縮機1から吐出される送風空気を空気ヘッダ27によってまとめてPFBCボイラ8に導入すると共に、PFBCボイラ8で発生した燃焼ガスをヘッダ28に導き、ここから各々のガスタービン18へ分配するように構成した本発明の一実施例を示したものである。

## 【0051】

【発明の効果】本発明によれば、加圧型流動床ボイラに一軸型ガスタービンを構成要素としたPFBCプラントにおいて、ボイラの起動から定格運転状態に至るすべての領域で、ボイラが要求する全ての条件を満足させるのに必要な空気流量及び必要とされる圧力を連続的に、且つ安定して供給することができる。また、上記の状態を維持し、且つ起動時に必要となるガスタービンへのモータ動力の入力を常に最小にすることができ、高い運転効率を保つことができる。

## 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明によるガスタービンシステムの運転制御装置の第1の実施例を示す構成図である。

【図2】一般的なガスタービンシステムの例を示す構成図である。

【図3】一軸型ガスタービンを使用したPFBCプラントの従来例を示す構成図である。

【図4】一軸型ガスタービンを使用したPFBCプラントにおけるボイラの空気流量要求の時間変化を示す特性図である。

【図5】一軸型ガスタービンを使用したPFBCプラントにおけるボイラのガス平均流速を示す特性図である。

【図6】ガスタービンの圧縮機の第1の動作状態を示す特性図である。

【図7】ガスタービンの圧縮機の第2の動作状態を示す特性図である。

【図8】ガスタービンの圧縮機の第3の動作状態を示す特性図である。

【図9】ガスタービンの圧縮機の第4の動作状態を示す特性図である。

【図10】ガスタービンの圧縮機の第5の動作状態を示す特性図である。

【図11】ガスタービンのガス系での絞り要素の動作例を示す説明図である。

【図12】本発明の一実施例におけるボイラの動作を説明する特性図である。

【図13】本発明の一実施例におけるガスタービンの動作を説明する特性図である。

【図14】本発明の第2の実施例を示す構成図である。

【図15】本発明の第3の実施例を示す構成図である。

【図16】本発明の第4の実施例を示す構成図である。

【図17】本発明の第5の実施例を示す構成図である。

【図18】本発明の第6の実施例を示す構成図である。

【図19】本発明の第7の実施例を示す構成図である。

【図20】本発明の第8の実施例を示す構成図である。

## 【符号の説明】

- 1 ガスタービン圧縮機
- 2 燃焼器
- 3 タービン
- 4 発電機

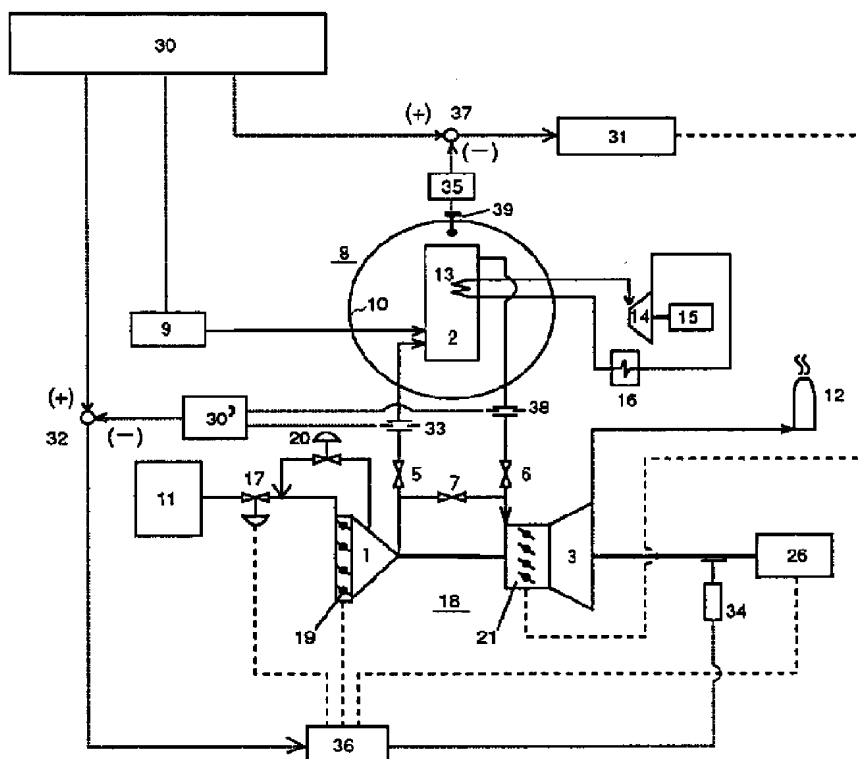


- 5、6 遮断弁  
7 パイパス弁  
8 加圧流動床ボイラ  
9 石炭供給装置  
10 圧力容器  
17 絞り弁  
19 圧縮機インレットガイドベーン

- 20 圧縮機抽気弁  
21 タービン初段ノズル  
23 放風弁  
26 モータ発電機  
30 プラント統括制御装置  
31 P F B C ボイラ圧力制御装置  
36 燃焼用空気流量制御装置。

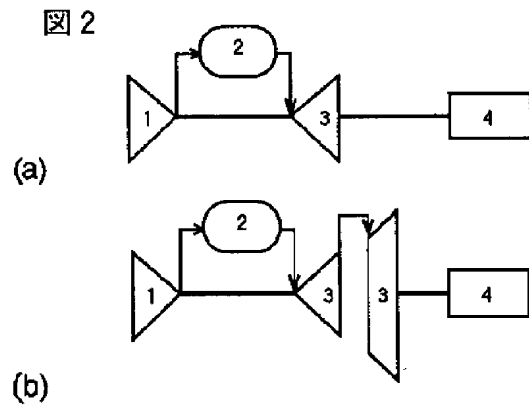
【図1】

図1

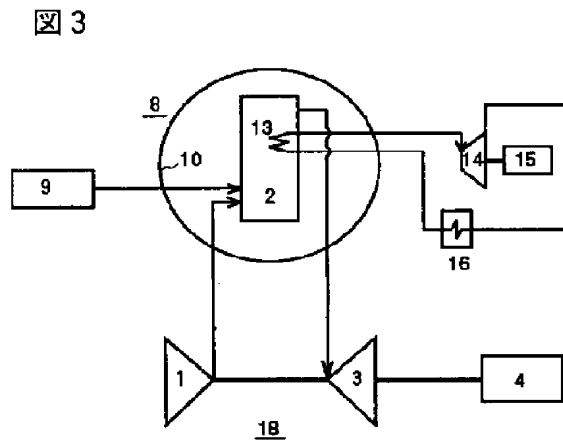


- 1 : ガスタービン圧縮機 2 : 燃焼器 3 : タービン  
4 : 発電機 5、6 : 遮断弁 7 : パイパス弁  
8 : 加圧流動床ボイラ 9 : 石炭供給装置 13 :  
蒸気発生器 14 : 蒸気タービン 15 : 発電機  
16 : 復水器 17 : 絞り弁 18 : ガスタービン  
19 : 圧縮器インレットガイドベーン 20 : 圧縮  
機抽気弁 21 : タービン初段ノズル 26 : モー  
タ発電機 30 : プラント統括制御装置 31 : P  
F B C ボイラ制御装置 36 : 燃焼用空気流量制御  
装置

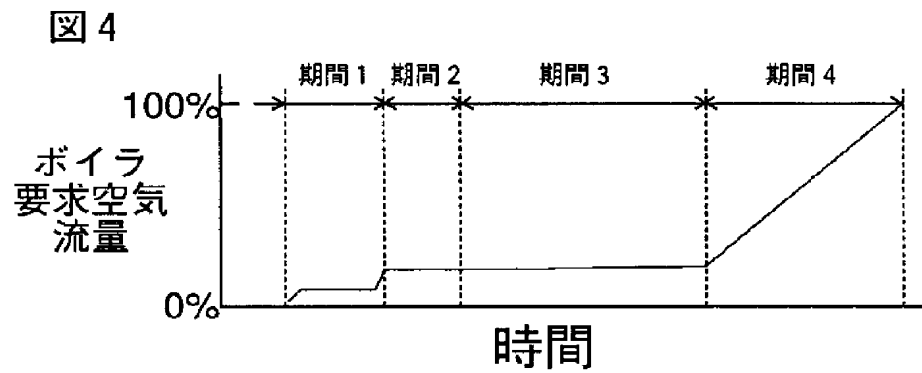
【図2】



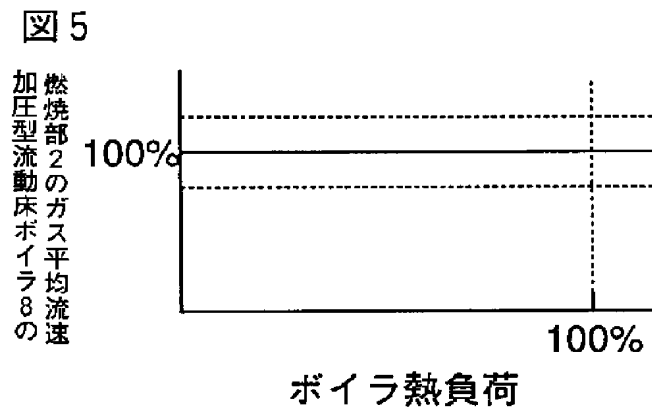
【図3】



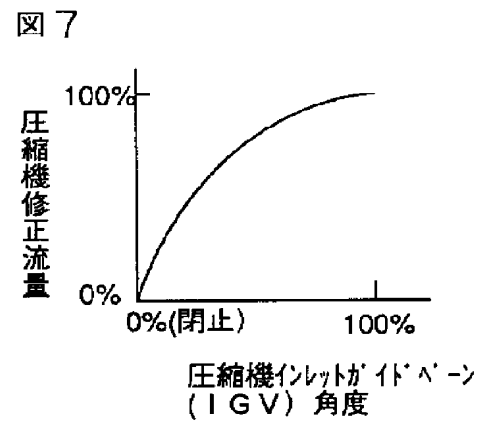
【図4】



【図5】

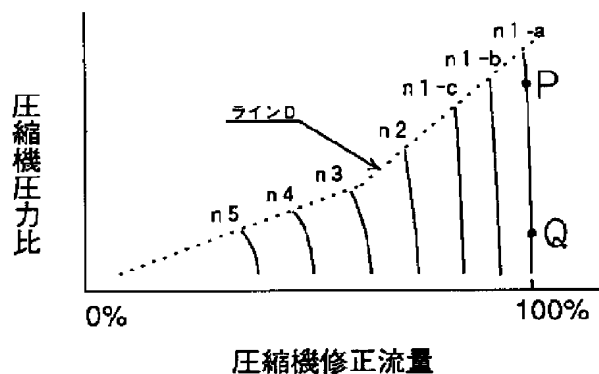


【図7】



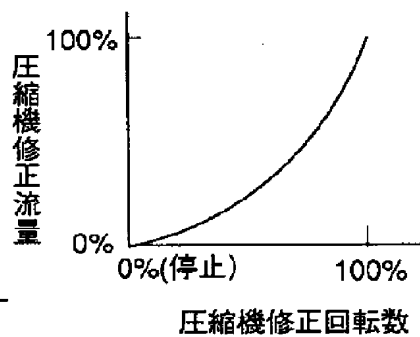
【図6】

図6



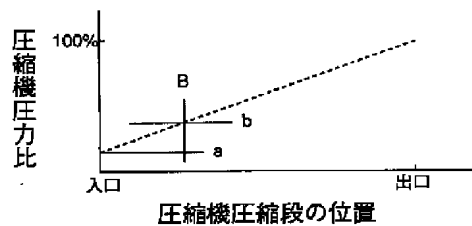
【図8】

図8



【図9】

図9



【図15】

図15

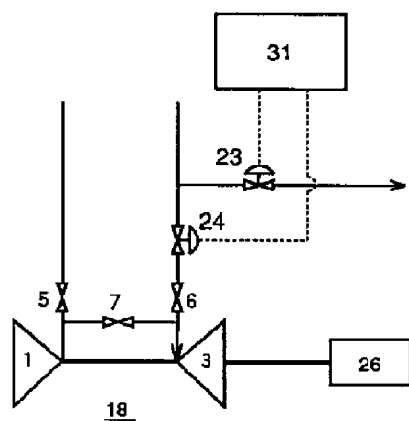
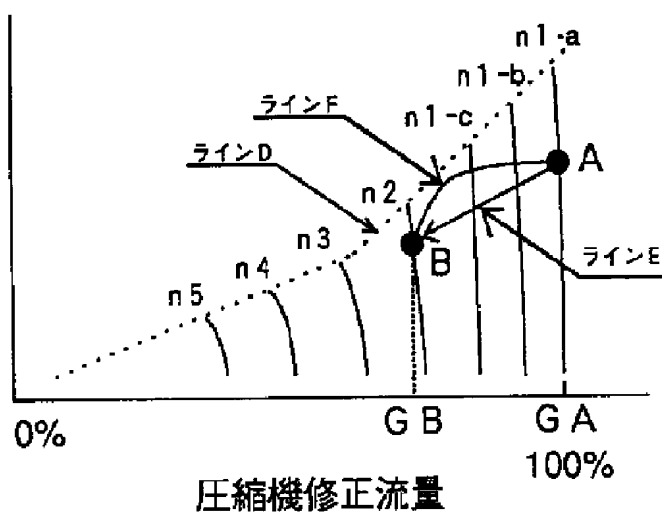


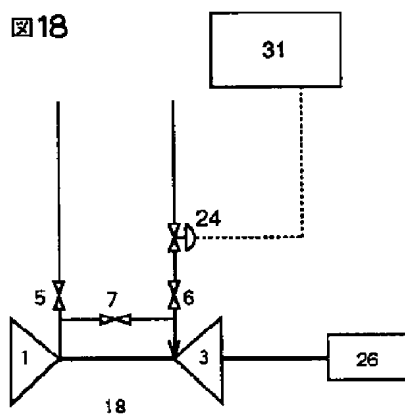
図10

圧縮機圧力比



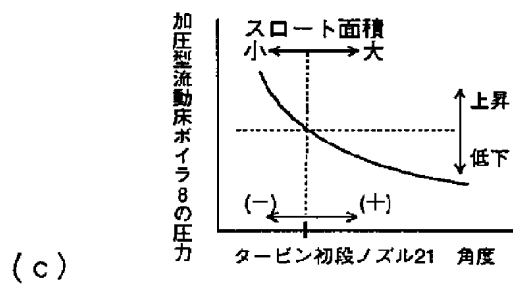
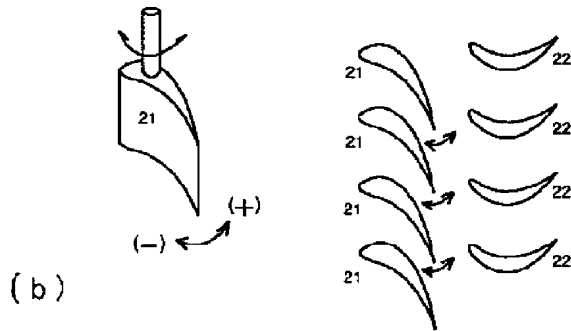
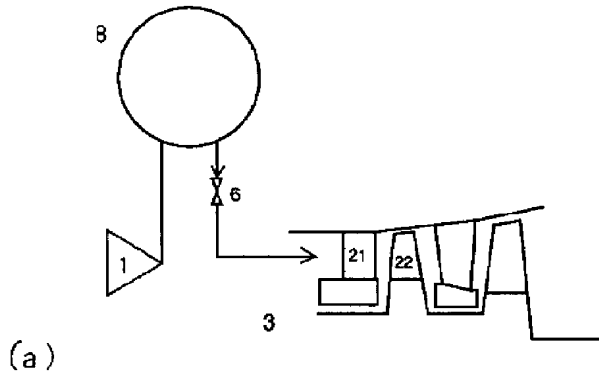
【図18】

図18



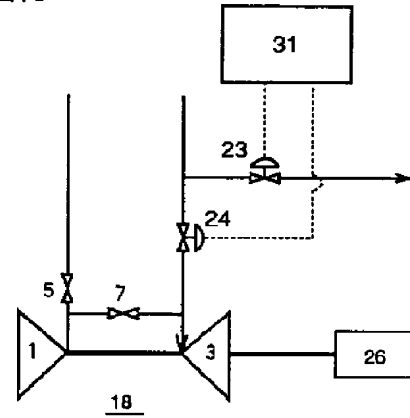
【図11】

図11



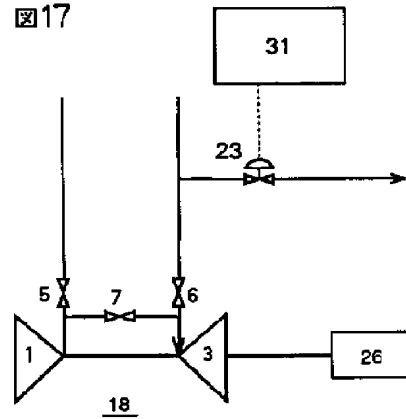
【図16】

図16



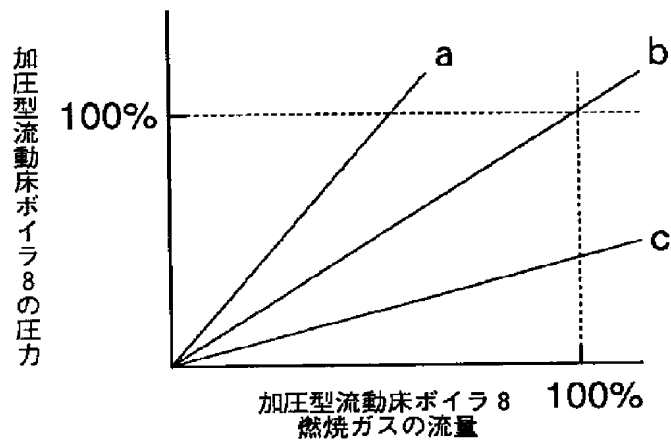
【図17】

図17



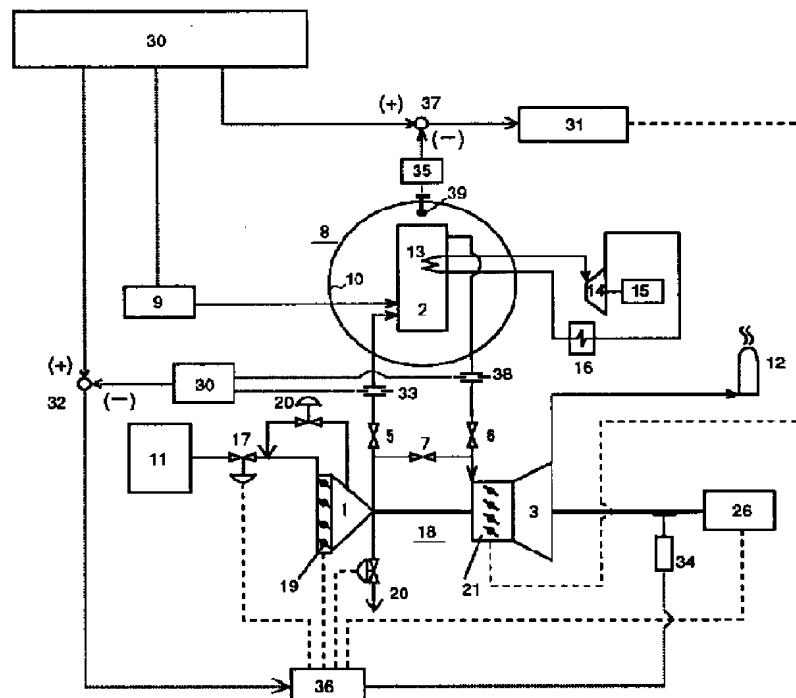
【図12】

図12



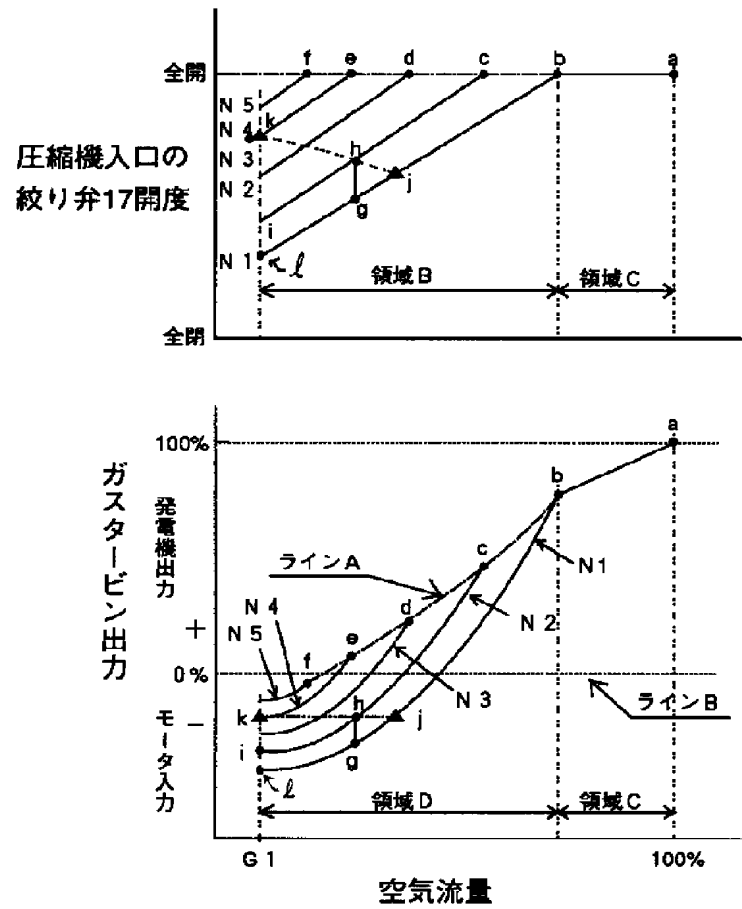
【図14】

図14



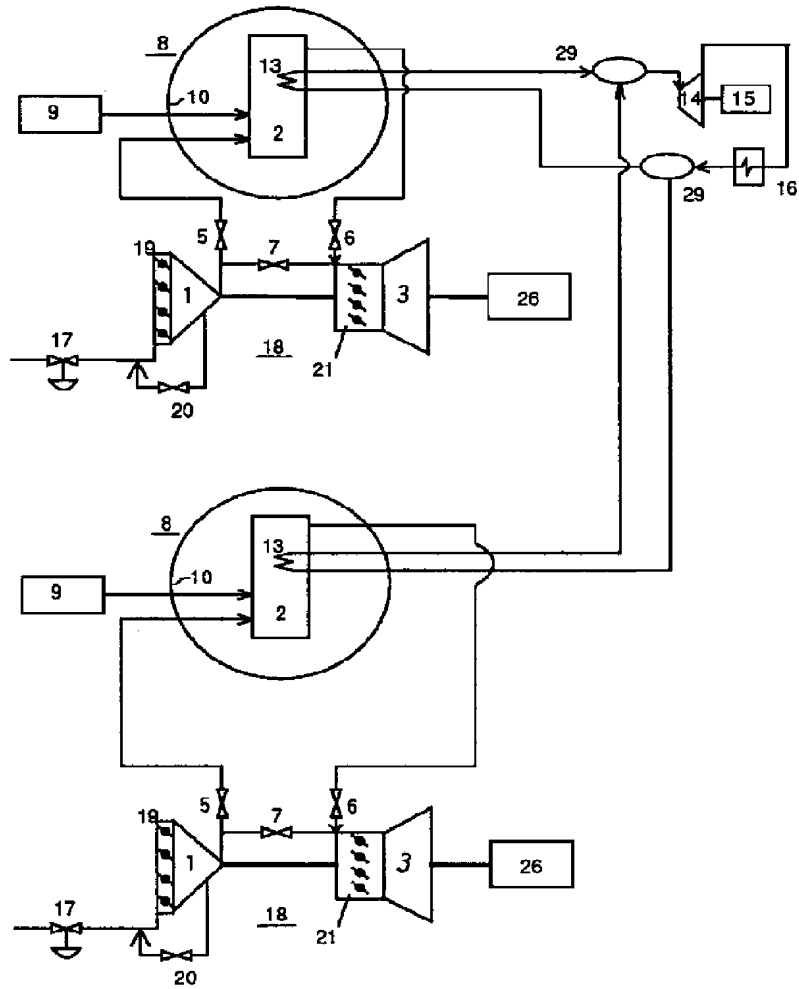
【図13】

図13



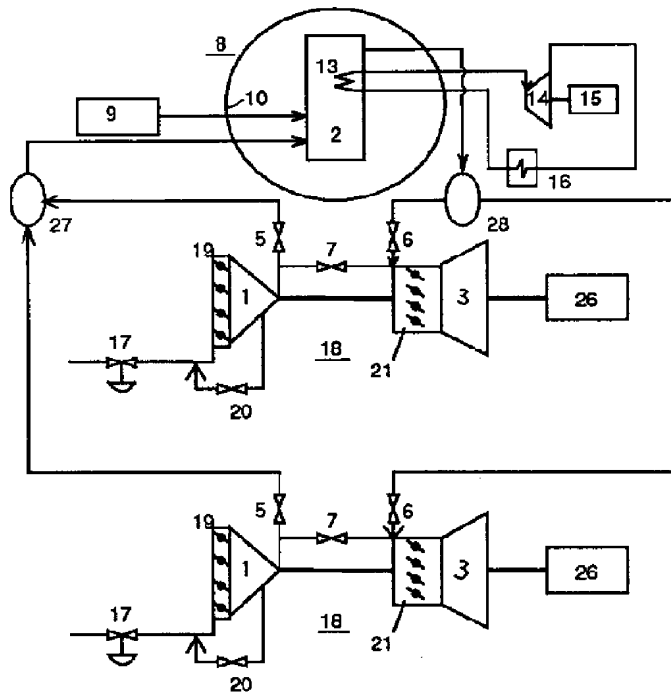
【図19】

図19



【図20】

図 20



フロントページの続き

(72)発明者 川池 和彦  
 茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日  
 立製作所機械研究所内